

Такое условие выполняется для полуприцепов базой до 7,45 м (здесь принято  $B = 2,5$  м, база тележки 1,4 м, колея 1,9 м). Для тележки с такими размерами  $r = 1180$  мм. Радиус основной траектории полуприцепа при круговом движении  $R_1 \approx R_{\text{кол}} + B/2 = 6,55$  м. Получаем, что при повороте этого автопоезда на  $360^\circ$   $\Delta s = r \cdot 2\pi = 7414$  мм,  $\Delta l = R_1 \cdot 2\pi = 6,55 \cdot 2\pi = 41,2$  м. Таким образом, стандартом [5] юз, не превышающий по крайней мере  $J = \Delta s / \Delta l = 180$  мм/м, допускается. Выполним сравнение этой величины с расчетной величиной юза для двух случаев испытаний автопоездов на маневренность в ПАО „Азов-маш”: когда юз визуально не определялся и когда он был замечен.

**Случай 1.** Испытание на маневренность автопоезда *АТЗ-40* (автопоезд в составе тягача *КрАЗ-6443* и полуприцепа базой 6,6 м). Повороты на  $180^\circ$  выполнялись при радиусах кругового участка основной траектории тягача 9,2 м (наименьшем при режимном параметре 0,03 рад/м) и 12,5 м. Результаты испытаний совпадают с расчетными (размеры площадок разворота – 21 м×25 м (при  $R_0 = 9,2$  м) и 22 м×30 м (при  $R_0 = 12,5$  м), ширина коридора – соответственно 7,2 м и 6,0 м). Юз визуально не был замечен, по расчету он составляет до 135 мм/м (при  $R_0 = 9,2$  м) и до 115 мм/м (при  $R_0 = 12,5$  м).

**Случай 2.** Испытание на маневренность транспортного агрегата для перевозки длинномерного груза (полуприцеп имеет базу 10,2 м). При вписывании автопоезда в ГПД при развороте на  $180^\circ$ , рассчитанную при рекомендуемом [1] значении режимного параметра  $k_n = 0,03$  рад/м и при  $R_0 = R_{0\min} = 10,2$  м (ширина площадки разворота 26 м, длина площадки разворота 19 м), юз колес тележки был заметным. По расчету он составляет 355 мм/м (в два раза больше, чем  $J = 180$  мм/м). Чтобы при развороте такого автопоезда на  $180^\circ$  юз колес тележки полуприцепа не превышал 180 мм/м, радиус кругового участка основной траектории тягача необходимо увеличить на 1 м ( $R_0 = 11,2$  м). Ширина площадки разворота при этом увеличивается с 26 м до 28 м.

Для рассмотренного ранее (см. рис. 17) автопоезда с полуприцепом базой 13,2 м (тележка полуприцепа – двухосная (ЧМЗАП-8410), база 1215 мм, колея 2710 мм) для ограничения юза в пределах 180 мм/м радиус кругового участка основной траектории тягача (КрАЗ-64431) необходимо увеличивать с 8,2 м до 13,5 м (при  $k_n = 0,035$  рад/м). При этом размеры площадки, необходимой для разворота, увеличиваются с 19 м×23 м (рис. 18, а) до 22 м×32,5 м (рис. 18, б).

**Заключение.** При определении минимальных размеров площадки для безопасного поворота седельного автопоезда необходимо учитывать не только рекомендации [1] по выбору режимного параметра, но и результаты кинематического анализа движения автопоезда и показатель поперечного юза, особенно – если длина базы полуприцепа превышает 10 м. При неудовлетворительных результатах кинематического анализа и при большом показателе поперечного юза следует увеличивать размеры ГПД путем пересчета ее при большем радиусе кругового участка основной траектории тягача и (или) меньшем значении режимного параметра (при

более медленном повороте управляемых колес тягача).

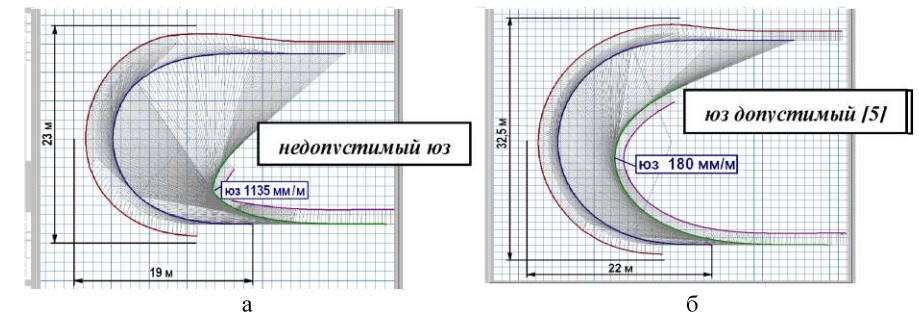


Рис. 18 – ГПД автопоезда с базой полуприцепа 13,2 м при:  
а –  $R_{0\min} = R_0 = 8,2$  м,  $k_n = 0,04$  рад/м; б –  $R_0 = 13,5$  м,  $k_n = 0,035$  рад/м

**Список литературы:** 1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. – М.: Транспорт, 1986. – 136 с. 2. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. – М.: Транспорт, 1967. – 252 с. 3. Греков В.Ф., Орлов С.В., Пьянков А.А., Ткаченко Ю.А. Влияние конструктивно-компоновочных схем транспортных средств на их маневренность // Системы обработки информации, 2008. – Вып. 3 (70). – С. 34-38. 4. В.А. Иларионов, М.М. Морин, Н.М. Сергеев и др. Теория и конструкция автомобиля. – М.: Машиностроение, 1979. – 303 с. 5. ГОСТ Р 52389-2005. Транспортные средства колесные. Массы и размеры. Технические требования и методы испытаний.

Надійшла до редакції 12.09.2012

УДК 539.3

**И.А. КИРИЧЕНКО**, д.т.н., проф., зав. каф. метрологии Восточноукраинского нац. ун-та им. В. Даля, Луганск;  
**Е.Н. БАРЧАН**, к.т.н., гл. констр. НТК ЧАО „АзовЭлектроСталь”, Мариуполь;  
**О.В. КОХАНОВСКАЯ**, научн. сотр. каф. ТММ и САПР НТУ „ХПИ”

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ МАШИНАХ

В статье описана методика и результаты экспериментальных исследований динамических процессов в виброударных машинах. Исследования проведены на примере выбивной машины для выбивки крупного литья. Применен метод динамической электротензометрии.

**Ключевые слова:** виброударная машина, экспериментальные исследования, динамический процесс, собственная частота колебаний, резонанс

У статті описана методика і результати експериментальних досліджень динамічних процесів у віброударних машинах. Дослідження проведені на прикладі вибивної машини для вибивки крупного литва. Застосовано метод динамічної електротензометрії.

**Ключові слова:** віброударна машина, експериментальні дослідження, динамічний процес, власна частота коливань, резонанс.

© И.А. Кириченко, Е.Н. Барчан, О.В. Кохановская

In the paper methodology and results of experimental researches of dynamic processes in vibroshock machines are described. Studies are undertaken on example of knock-out machine for large casting shake-out. The method of dynamic electric tensometry is applied.

**Keywords:** vibroshock machine, experimental researches, dynamic process, oscillations eigenfrequency, resonance

**Введение.** В процессе проектирования сложных машиностроительных конструкций возникают задачи обеспечения достоверности расчетных схем, применяемых для исследования динамических процессов с привлечением таких современных методов как твердотельное моделирование систем с конечным числом степеней свободы и метод конечных элементов. Применение расчетных схем требует в качестве исходных данных значения параметров численных моделей, в т.ч. инерционно-жесткостных, граничных условий и нагрузок. Точность исходных данных обеспечивает, в свою очередь, высокую точность численных результатов. В последующем при использовании данных моделей в специализированных интегрированных системах автоматизированного анализа и синтеза элементов сложных механических систем обеспечивается и точность исследований, и заданные динамические, ресурсные, нагрузочные, прочностные, а также жесткостные характеристики проектируемых изделий. В конечном итоге обеспечиваются высокие технические характеристики и конкурентоспособность выпускаемой продукции [1, 2].

Необходимо отметить, что существующие в настоящее время численные методы моделирования процессов в динамических системах не обеспечивают только за счет своих внутренних средств контроль точности результатов моделирования по сравнению с поведением реальных объектов. Актуальной становится задача обеспечения достоверности используемых расчетных схем при численном исследовании сложных машин. В свое время на основе некоторых подходов, описанных в [3, 4], предложен вариант реализации расчетно-экспериментального метода исследований, при использовании которого в качестве основного результата выступают достоверные и точные расчетные модели исследуемых объектов, получаемые соединением в едином процессе численных и экспериментальных исследований их реакции на действие технологической нагрузки [1, 2].

Идея данного подхода состоит в том, что параметры моделей всех уровней определяются по степени соответствия результатов моделирования данным экспериментальных исследований.

В данной статье описываются исследования, проводимые на примере такого сложного объекта как виброударная машина для выбивки крупного вагонного литья. Для такой машины важной проблемой является обеспечение прочности, поскольку режим ее эксплуатации чрезвычайно интенсивен. В то же время достоверная методика определения нагрузок, действующих на машину, отсутствует. Это вызвано сложностью прямого измерения нагрузки, передаваемой между технологическим грузом, который разрушается в процессе работы и образует между грузом и машиной слой среды из горелой смеси, раздробленной на разные фракции. Таким образом, нужно переходить на не прямые измерения силы ударного взаимодействия, в частности, в данной работе для этого использована методология, опи-

санная в [1, 2] и базирующаяся на применении данных измерений напряженно-деформированного состояния корпуса виброударной машины.

**Методика экспериментального исследования рабочих процессов в выбивной транспортирующей машине с дебалансным приводом.** Целью настоящей работы является анализ результатов экспериментальных испытаний, которые и составляют базу данных последующих исследований, на примере выбивной транспортирующей машины (ВТМ) [1, 2] (рис. 1).

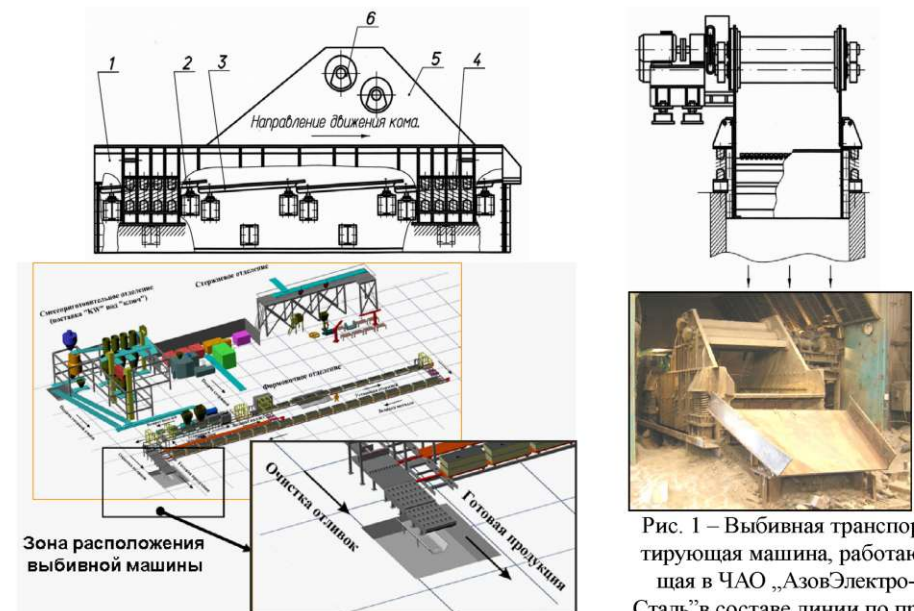


Рис. 1 – Выбивная транспортирующая машина, работающая в ЧАО „АзовЭлектросталь” в составе линии по производству крупных отливок

Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивных транспортирующих машинах является одним из наиболее ответственных этапов в общей структуре их анализа и синтеза. В частности, этот этап является одним из основных источников информации при расчетно-экспериментальном уточнении параметров численной модели выбивной транспортирующей машины [1, 2].

Задачи, возникшие в процессе экспериментальных исследований, в данном случае призваны дать ответы на следующие вопросы:

1. Характер динамического процесса выбивки комьев с отливками на ВТМ.
2. Характеристики движения ВТМ.
3. Величины и распределения деформаций элементов корпуса решетки при действии эксплуатационных нагрузок.
4. Действительные усилия, возникающие в элементах ВТМ на разных этапах технологического процесса отделения отливок от формовочной смеси.



В связи с этими задачами было предложено изготовить стенд в составе опытного образца ВТМ („Грохот“), установленного в автоматической линии „KW” в ЧАО „АзовЭлектроСталь” (где и проводились испытания конструкции) и оснащенного тензодатчиками, усилительной и регистрирующей аппаратурой для фиксации процессов динамического нагружения элементов „Грохота”.

*Объект исследований* – выбивная транспортирующая машина (решетка, грохот), модель 31260 (опытный образец). Выбивная решетка предназначена для отделения формовочной смеси от отливок, транспортирования формовочной смеси на уборочный конвейер и отливок на позицию съема в составе автоматической линии крупного вагонного литья на ПАО „Азовмаш”. На рис. 2 приведен общий вид опытного образца выбивной транспортирующей машины „Грохот”.

В состав конструкции входят:

- корпус, состоящий из двух боковин, позиция 1, 3 и 2, 4, скрепленных с двух сторон стенками 8 и подрешетными балками 5 и 6, изготовленными из двутавра, и торцевых платиков для скрепления их опорами дебалансов подрешетных балок;
- колосники рабочего полотна 7, которые устанавливаются на стяжки 5;
- вибровозбудитель 11, закрепленный в верхней части на опорах дебалансов;
- привод, включающий в себя два электродвигателя, муфты промежуточные, роlikоопоры, лепестковые муфты и раму;
- опоры машины 9 (4 единицы);
- пружина опоры машины (в качестве амортизатора корпуса решетки применены сдвоенные (пружина в пружине) пружины 10 в количестве 16 пар по 4 пары на каждой опоре).

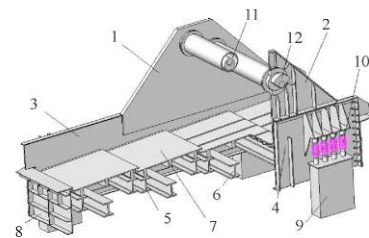


Рис. 2 – Общий вид опытного образца выбивной транспортирующей машины (показана часть модели)

Основным приводным элементом вибратора является эксцентриковый вал 11 (см. рис. 2), постоянная дебалансная масса которого при вращении в подшипниковых опорах создает определенную величину возмущающей силы. На каждом конце эксцентрикового вала насажены 2 регулируемых дебаланса 12. Регулировка возмущающей силы дебаланса производится смещением дополнительных дебалансов на определенный угол относительно основного дебаланса за счет шлицевых пазов.

Исследуемый опытный образец ВТМ должен обладать следующими техническими данными и характеристиками: грузоподъемность – 100 кН; частота колебаний – 1000 об/мин; максимальная амплитуда колебаний полотна: вертикальная – 4,8 мм, горизонтальная – 2,8 мм; габаритные размеры: длина – 6300 мм, ширина – 4300 мм, высота – 2750 мм; масса – 15920 кг.

Экспериментальные исследования напряжений предлагается проводить на работающем „Грохоте” при его номинальной эксплуатационной нагрузке. При испытаниях используются следующие средства измерительной техники: тензорезисторы

типа КФ-5П-20-100; тензоусилители типа 8 АНЧ-26; компьютер с интерфейсом; соединительные кабели и монтажные провода. Измерения напряжений выполняются на следующих элементах конструкции „Грохота”: на подрешетных балках и стенках дебалансов. На подрешетных балках № 1 – 3 и на двух стенках тензорезисторы устанавливаются согласно прилагаемой схеме (рис. 3, 4).

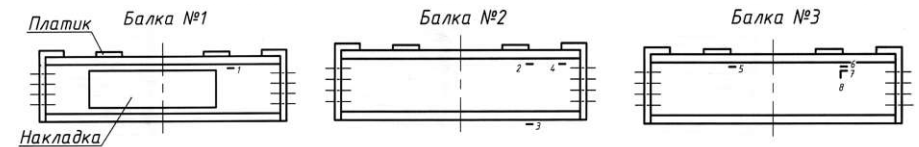


Рис. 3 – Схема установки тензорезисторов на подрешетных балках

Выбивная транспортирующая машина „Грохот” и подрешетные балки изготовлены из стали Ст.3кп, ГОСТ 380-90. Материал имеет следующие механические характеристики:  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>,  $\sigma_b = 415$  МПа,  $\sigma_T = 270$  МПа,  $\sigma_{-1} \approx 130$  МПа.

**Результаты экспериментальных исследований.** Характер динамических напряжений, полученных в результате испытаний, представлен на графиках (рис. 5-10). По оси ординат напряжения отложены в относительных единицах (1 ед.  $\approx 105$  МПа).

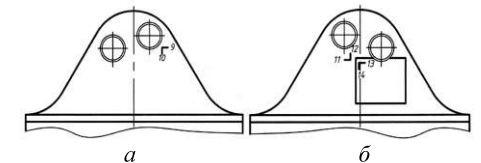


Рис. 4 – Схема установки тензорезисторов на стенках дебалансов:  
а – левая сторона, б – правая сторона

Рис. 5 –  
Осциллограмма напряжений (балка 1, точка 1, начало обработки, 2000 ед.  $\approx 1$  с)

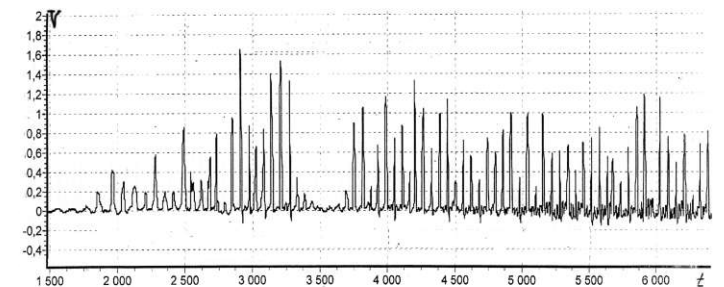


Рис. 6 –  
Осциллограмма напряжений (балка 1, точка 1, установившийся режим, 2000 ед.  $\approx 1$  с)

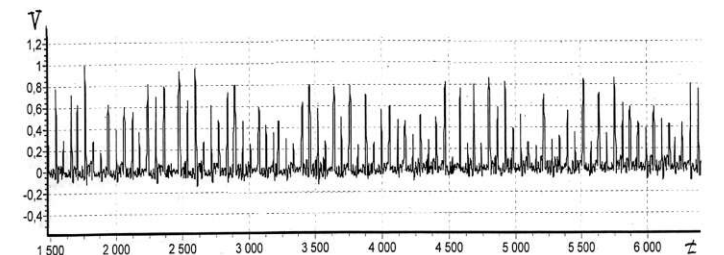


Рис. 7 –  
Осциллограмма  
напряжений  
(балка 2, точка  
2, начало  
обработки,  
2000 ед.  $\approx$  1 с)

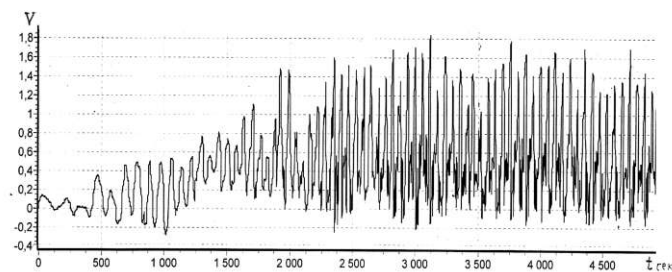


Рис. 8 –  
Осциллограмма  
напряжений  
(балка 2, точка  
2, начало  
обработки,  
2000 ед.  $\approx$  1 с)

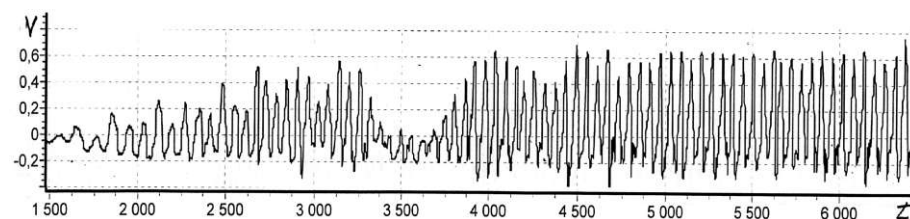
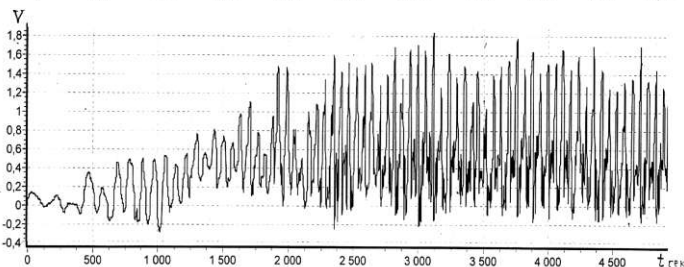


Рис. 9 – Осциллограмма напряжений (балка 3, точка 5, начало обработки, 2000 ед.  $\approx$  1 с)

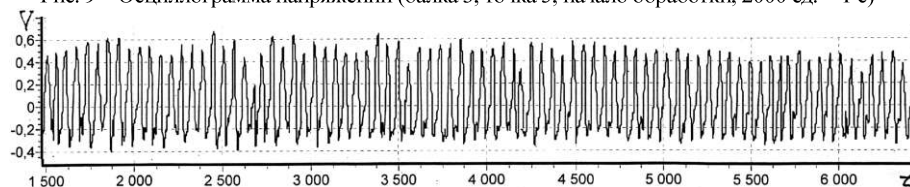


Рис. 10 – Осциллограмма напряжений (балка 3, точка 5, установившийся режим, 2000 ед.  $\approx$  1 с)

В установившемся режиме работы „Грохота” частоты динамических напряжений, зарегистрированные при испытаниях, находились в пределах: на балках – 38 ÷ 52 Гц; на стенках дебалансов – 34 ÷ 38 Гц. Наибольшие величины динамических напряжений в исследованных элементах, полученные после обработки результатов измерений, приведены в таблице.

**Анализ результатов.** Из результатов проведенных динамических испытаний можно сделать следующие выводы и предложить некоторые рекомендации.

1. Металлоконструкции подрешетных балок и стенок опор дебалансов име-

ют недостаточную усталостную прочность, так как напряжения в подрешетной балке превышают предел выносливости. В результате в процессе опытной эксплуатации появились трещины в балках и стенках опор дебалансных валов.

Таблица – Максимальные величины динамических напряжений

в исследованных элементах						
№ п/п	Исследуемый элемент	№ тензорезистора	Напряжения, МПа	№ тензорезистора	Напряжения, МПа	Примечание
1	Подрешетная балка №1	1	172			Балка на верхнем поясе имеет трещину в зоне установки тензорезистора
2	Подрешетная балка №2	2	157	3	60	—
		4	50			
3	Подрешетная балка №3	5	106	6	64	—
		7	17,5	8	4,5	
4	Правая стенка дебалансов	9	10,9	10	23,4	На одной опоре вала имеются трещины
5	Левая стенка дебалансов	11	15,2	12	10,5	—
		13	3,5	14	5,2	

2. Конструкция подрешетных балок требует усиления.

3. С целью ужесточения стенок дебалансов предлагается выполнить накладки и ребра жесткости в зоне установки подшипников валов.

Дальнейшего изучения требует качественное и количественное изменение характера динамического процесса в машине для случая перехода от ненагруженного режима к рабочему. Полученные экспериментальные результаты служат в качестве массива исходных данных для расчетно-экспериментального уточнения параметров численной модели ВТМ с целью адекватного моделирования динамических процессов и последующего научно-обоснованного выбора параметров проектируемой машины.

При этом наиболее значимыми факторами для ВТМ являются ударная нагрузка от действия технологической нагрузки; динамический характер нагружения, вызывающий сильные вибрации элементов конструкции; недостаточная прочность опорных балок и стенок опор дебалансных валов.

Частичные мероприятия, которые напрямую следуют из результатов экспериментальных исследований, недостаточны, т.к. не затрагивают саму конструкцию машины. Для обоснованного выбора путей усовершенствования конструкции необходимым этапом является расчетное исследование динамических процессов и определение параметров достоверных расчетных схем, на основе которых определяется стратегия ее совершенствования.

**Заключение.** Как показали предварительные эксперименты на опытной конструкции ВТМ, возникают значительные проблемы при работе конструкции: сильные вибрации отдельных элементов; высокие динамические напряже-

пия в элементах металлоконструкции, превышающие предел выносливости материалов этих элементов; возникновение трещин в подрешетных балках и опорах дебалансных валов в процессе эксплуатации ВТМ.

Возникающие проблемы, как показывает анализ, не могут быть решены в рамках традиционных методик и моделей, и требуется разработка новых методов решения получаемой актуальной и важной задачи совершенствования конструкций выбывных транспортирующих машин для крупногабаритных отливок по критериям производительности, работоспособности, долговечности и прочности.

В данной работе представлены результаты экспериментальных исследований виброударной машины, которые являются основой для последующего уточнения величины нагрузок, действующих на машину. Они будут рассчитаны на основе комплекса расчетно-экспериментальных исследований, что составляет направление дальнейших разработок.

**Список литературы:** 1. Барчан С.М. Удосконалення методів розрахунку та конструкцій вибвної транспортувальної машини для формувальних ліній крупного литва: дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. Маріуполь, 2008. 178 с. 2. Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харьков, 2010. – 181 с. 3. Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глушенко, А.В. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. № 2, т. 2. – С.85-96. 4. Ткачук Н.А. Копечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Ченурной [и др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – №1. – С. 57-79.

*Поступила в редакцию 16.10.2012*

УДК 539.3

**Ю.В. КОСТЕНКО**, асп. каф. ТММиСАПР, ИТУ „ХПИ“;

**А.В. ТКАЧУК**, к.т.н., ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. каф. ТММиСАПР ИТУ „ХПИ“;

**А.В. ГРАБОВСКИЙ**, к.т.н., науч. сотр. каф. ТММиСАПР, ИТУ „ХПИ“;

**Н.Н. ТКАЧУК**, к.т.н., мл. науч. сотр. каф. КГМ им. А.А.Морозова, ИТУ „ХПИ“

### **ИЗМЕНЕНИЕ МАССЫ ОДНОГО ИЗ КОМПОНЕНТОВ И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕР ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ: МОДЕЛИ И ЧИСЛЕННЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ**

У цієї статті розглядається задача про вплив змінної маси одного з компонентів віброударної системи на характер динамічних процесів, що в ній протікають.

**Ключові слова:** віброударна система, динамічний процес, змінна маса, числове інтегрування, ustalений процес, ударний резонанс.

© Ю.В. Костенко, А.В. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.Н. Ткачук

В данной статье рассматривается задача о влиянии переменной массы одного из компонентов виброударной системы на характер протекающих динамических процессов.

**Ключевые слова:** виброударная система, динамический процесс, переменная масса, числовое интегрирование, ustalенний процес, ударний резонанс.

This paper describes the task about influence of the variable mass in system components, on the character of the occurring dynamical processes.

**Keywords:** vibroshock system, dynamic process, changing mass, numerical integrating, established processes, shock resonance.

**Введение.** Виброударные машины имеют широкое применение в современной технике. Как правило, для анализа их динамики в наиболее простом случае используется интегрирование системы дифференциальных уравнений движения двухмассовой системы, связанной усилием ударного взаимодействия. Для определения же контактной силы ударного взаимодействия принято представлять ее в виде зависимости от относительной скорости и величины взаимного сближения (вспереди друг в друга) двух взаимодействующих тел. Эти модельные зависимости [1-6] имеют различный характер, который обусловлен геометрией и свойствами материала тел в каждом конкретном случае. Что является характерным для всех этих случаев, так это то, что параметры системы, такие как массы, жесткости, вязкости являются неизменными, что позволяет осуществить поиск значений интересующих параметров лишь для какого-то определенного момента времени. Более того, если спроецировать такую виброударную систему на реальность, то становится очевидным, что неизменность ряда параметров является идеализацией, призванной упростить решение задачи, но в то же время влияющей отрицательным образом на достоверность получаемой реальной картины, так как при таком условии не учитываются ряд факторов, действующих в реальных виброударных системах.

*Целью данной работы* является разработка подходов для решения задачи, одним из условий которой является частичное разрушение груза в процессе взаимодействия с ударной машиной, моделируемое изменением массы в процессе выполнения технологической операции.

Задача о моделировании динамических процессов в виброударных системах с частичным разрушением технологического груза была поставлена в статье [7]. Для того, чтобы описать силы ударного взаимодействия в простейших виброударных системах (рис. 1) применяется численное интегрирование системы уравнений

$$\begin{cases} m_1 \ddot{w}_1 + C_1 \dot{w}_1 + H_1 w_1 + A \sin \omega t + m_1 g + F = 0; \\ m_2 \ddot{w}_2 + m_2 g - F = 0. \end{cases} \quad (1)$$

где  $w_1$  и  $w_2$  - с точностью до направления перемещения тел 1 и 2 с массами  $m_1, m_2$  (возможно сцепление тел друг в друга);  $C_1, H_1$  - коэффициенты жесткости и вязкости системы поддресоривания тела 1;  $A, \omega$  - амплитуда и круговая частота внешней возбуждающей гармонической силы;  $g$  - ускорение свободного падения [1].